

*А.А. Прохоренко, канд. техн. наук, А.В. Грицюк, канд. техн. наук,  
А.Н. Врублевский, канд. техн. наук, Г.А. Щербаков, инж.*

## ОСНОВЫ ПОДХОДА К РАЗРАБОТКЕ КОНСТРУКЦИИ И ПРИНЦИПА УПРАВЛЕНИЯ ТНВД АККУМУЛЯТОРНОЙ ТОПЛИВНОЙ СИСТЕМЫ ДИЗЕЛЯ

Важнейшим узлом аккумуляторной топливной системы дизеля является топливный насос высокого давления (ТНВД). Его функция - нагнетание топлива в гидроаккумулятор для поддержания в последнем требуемого для каждого режима работы двигателя уровня давления.

Следовательно, такой насос является гидравлической машиной (генератором гидравлической энергии), обеспечивающей заданную объемную подачу жидкости (топлива) в систему. Этим определяется его функциональное отличие от ТНВД топливной системы непосредственного действия – поскольку расход и давление примерно постоянны, постоянным является и потребляемый крутящий момент.

Разработка и проектирование таких агрегатов является новацией для отечественного двигателестроения.

Вопреки сложившемуся мнению [4], плунжерные насосы высокого давления являются достаточно отработанными изделиями в гидравлических системах для нефтегазовой промышленности. Такие насосы, работающие в сложных условиях с абразивосодержащими, быстротвердеющими, коррозионными и другими агрессивными жидкими средами для цементирования и кислотной обработки скважин, гидравлического разрыва пластов, гидropескоструйной перфорации, глушения и других работ, создают давление до 140 МПа [1]. Однако, они предназначены для обеспечения значительных подач жидкости (около 200 м<sup>3</sup>/ч), вследствие чего переносить опыт их проектирования на ТНВД дизелей достаточно проблематично.

Попытки использовать для этой цели ТНВД системы непосредственного действия [2, 3] также приводит к возникновению ряда проблем. Основными из них можно назвать следующие:

1. Традиционные ТНВД предназначены для создания «пикового» характера изменения давления топлива при нагнетании, что приводит к возникновению значительного колебания давления в гидроаккумуляторе.

2. Даже при применении нагнетательного клапана традиционный ТНВД будет иметь значительную зависимость подачи от противодействия в

гидроаккумуляторе.

3. И главное, попытка решить проблему 2 путем настройки системы на максимальную требуемую подачу при максимальном давлении приведет к увеличению мощности механических потерь на привод насоса (что негативно скажется на механическом КПД дизеля).

Учитывая вышеизложенное, можно сделать вывод, что вопрос создания ТНВД для аккумуляторной системы топливоподачи дизеля требует специальных конструктивных и технических решений. Именно обоснование принципов подхода к решению данной задачи и является целью настоящей статьи.

Объектом исследования в данной работе является аккумуляторная топливная аппаратура (ТА) для высокооборотного малолитражного дизеля серии 4ДТНА2 (ЧН8,8/8,2). Такая ТА состоит из трех основных гидромеханических узлов: ТНВД, аккумулятора топлива и электрогидравлических форсунок. Подробно принципиальная схема системы изложена в [5].

ТА укомплектована рядным трёхплунжерным ТНВД (рис. 1). Преимуществами применения рядного ТНВД наряду с отработанной в течение десятилетий технологией изготовления, являются удобство компоновки и надежность.

В отличие от ТНВД ТА непосредственного действия с механическим регулятором, в ТНВД (рис. 1) перемещение плунжеров 3 обеспечивается вращением эксцентрика 2, установленного на валу 1 насоса на игольчатых подшипниках. Насосные секции имеют дезаксиал, что позволяет снизить момент, перекашивающий плунжер 3 во втулке 4. В ТНВД реализовано регулирование производительности изменением момента начала нагнетания топлива в линию высокого давления. Изменение момента начала нагнетания осуществляется при помощи соленоида 7, который определяет положение дозатора 5. На выходе из ТНВД установлен нагнетательный клапан 6 упрощенной конструкции. На рис. 2 показано изменение давления в гидроаккумуляторе  $p_{ак}$  в режиме пуска и выхода на режим холостого хода. Время выхода на режим холостого хода составляет 1,84 с.

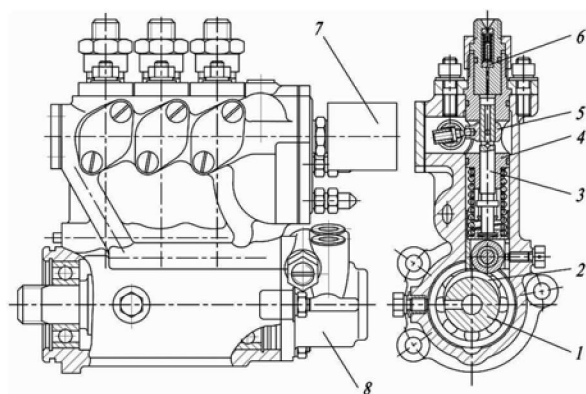


Рис. 1. Рядный ТНВД для аккумуляторной системы дизеля серии 4ДТНА2:

1 - вал; 2 - эксцентрик; 3 - плунжер; 4 - втулка;  
5 - дозатор; 6 - нагнетательный клапан;  
7 - соленоид; 8 - топливоподкачивающий насос

Регулирование производительности ТНВД и, следовательно – давления  $p_{ак}$  осуществляется по двум каналам управления: с помощью изменения начала активного хода плунжера ТНВД и электромагнитного клапана, установленного в гидроаккумуляторе. Изменение активного хода плунжера в зависимости от режима работы дизеля позволяет снизить затраты мощности на привод ТНВД.

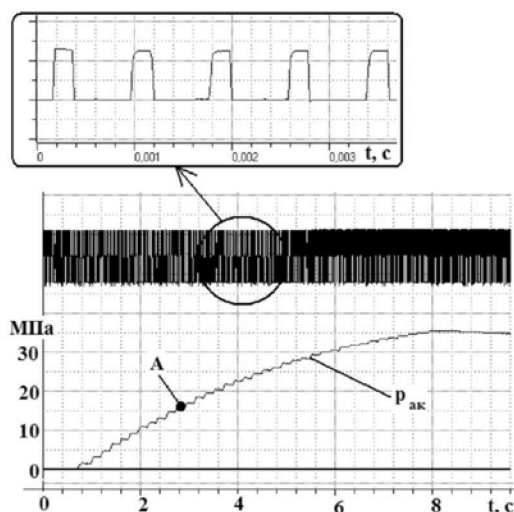


Рис. 2. Изменение давления  $p_{ак}$  в период пуска ( $n_{ов} = 200 \text{ мин}^{-1}$ , скважность 27,5 %, момент первого впрыскивания (точка А))

Характеристическая карта (рис. 3), полученная для ТНВД экспериментально, показывает, что с помощью электромагнитного клапана задать величину  $p_{ак}$  в диапазоне 0 – 120 МПа возможно только при максимальной производительности ТНВД

( $h_p = 14 \text{ мм}$ ). Очевидно, что при  $p_{ак} < 60 \text{ МПа}$  целесообразно снизить производительность.

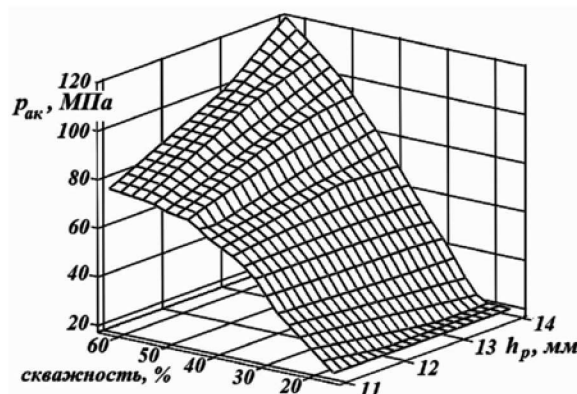


Рис. 3 Характеристическая карта ТНВД:  $h_p$  – положение рейки; «скважность» – относительная длительность сигнала на электромагнит регулятора давления  $p_{ак}$

Проведенная модернизация ТНВД и осуществленный алгоритм установки необходимого уровня  $p_{ак}$ , позволили осуществить исследование и доводку электромагнитной форсунки в лабораторных условиях на безмоторном стенде [8], а также провести испытания аккумуляторной ТА с электронным управлением на одноцилиндровом высокооборотном дизеле 1ДТА (1Ч8,8/8,2). Дальнейшие работы по внедрению на высокооборотном дизеле аккумуляторной ТА должны быть направлены на снижение затрат мощности на привод ТНВД при увеличенных  $p_{ак}$  до 160 МПа и выше. Что без изменения принципов подхода к созданию конструкции и элементов управления ТНВД осуществить невозможно.

В идеальном случае (при отсутствии утечек в плунжерной паре) объемная подача, которую должен обеспечивать ТНВД аккумуляторной системы ( $V_n$ ) равна расходу топлива через форсунку ( $V_f$ ). Последний, в свою очередь, состоит из двух частей – цикловой подачи в цилиндр ( $V_{ц}$ ) и расхода на управление ( $V_y$ ):

$$V_n = z \cdot V_f = z(V_{ц} + V_y).$$

Здесь  $z$  – число цилиндров двигателя при условии установки одной форсунки на цилиндр.

Назовем зависимость  $V_n = f(n)$  – характеристикой подачи ТНВД ( $n$  – частота вращения коленчатого вала дизеля). Тогда для ее определения необходимо знать зависимости  $V_{ц} = f(n)$  и  $V_y = f(V_n)$ . Эти зависимости в настоящей работе определены, соответственно, по результатам моторных испытаний дизеля 1ДТА, оснащенного ТА непосредствен-

ного действия [9] и безмоторных испытаний электрогидравлической форсунки [8], проведенных в КП ХКБД. Их необходимые результаты представлены на рис 4, 5.

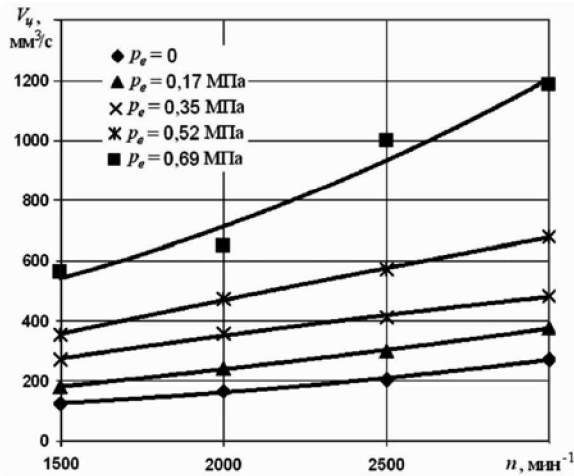


Рис. 4. Зависимость расхода топлива на цикловую подачу в цилиндр от частоты вращения коленчатого вала

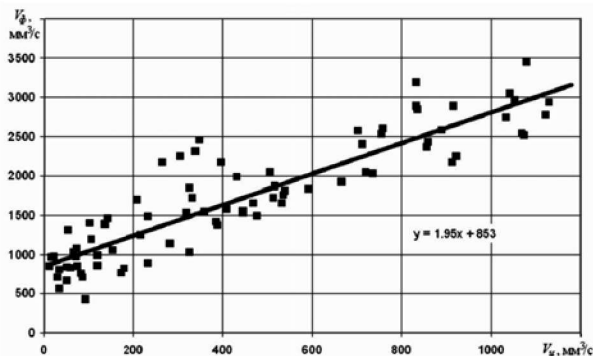


Рис. 5. Положительная корреляционная связь расхода топлива через ЭГФ и подачи в цилиндр

На рис. 4 показаны полученные зависимости секундного объемного расхода топлива на подачу в цилиндр от частоты вращения коленчатого вала для обеспечения различных уровней среднего эффективного давления.

Корреляция между величиной расхода на цикловую подачу и расхода топлива на управление топливоподачей (вместе с утечками по прецизионным зазорам ЭГФ), определенной в ходе безмоторных испытаний, показана на рис. 5. При испытаниях частота вращения вала ТНВД изменялась в диапазоне от 400 до 1500 мин<sup>-1</sup>, продолжительность управляющего сигнала на электромагнит варьировалась от 0,5 до 1,75 мс, а давление в гидроаккумуляторе – от 25 до 100 МПа.

Выполненный с помощью стандартных средств табличного процессора EXCEL регрессионный анализ позволил получить аппроксимирующую зависимость, связывающую два приведенных фактора:

$$V_{\phi} = (V_{\text{ц}} + V_y) = 1,95V_{\text{ц}} + 853 \quad \text{или} \\ V_y = 0,95V_{\text{ц}} + 853, \quad \text{с коэффициентом парной корреляции } R^2 = 0,9.$$

Такой подход – путем суммирования зависимостей  $V_{\text{ц}} = f(n)$  и  $V_y = f(V_{\text{ц}})$  – позволил получить требуемую внешнюю характеристику подачи ТНВД (при максимальном  $p_{\text{ср}}$ ) и характеристику подачи холостого хода, которые приведены на рис. 6. Очевидно, что они ограничивают поле требуемых подач ТНВД аккумуляторной системы.

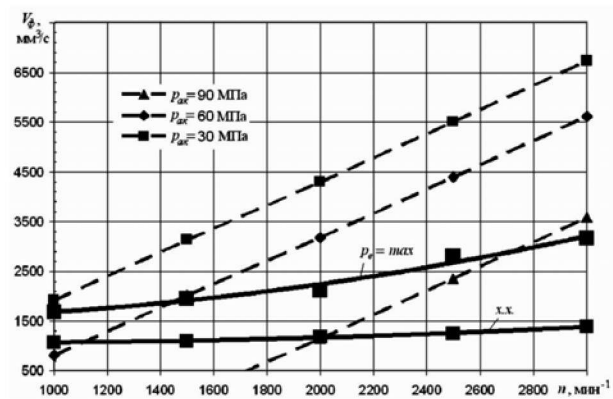


Рис. 6. Характеристика подачи ТНВД

Для проведения дальнейших расчетно-экспериментальных исследований была создана математическая модель ТНВД (рис. 1). Математическая модель включает систему дифференциальных уравнений граничных условий, решаемых совместно с волновым уравнением, описывающим движение топлива в топливном канале, соединяющем насос и гидроаккумулятор. Дифференциальные уравнения граничных условий являются математическим описанием физических процессов, происходящих в ТНВД – перетекание топлива между полостями с учетом дросселирования, движение элементов и др.

Математическая модель реализована средствами пакета Matlab/SIMULINK и позволяет рассчитывать основные параметры его работы, включая секундную объемную подачу, затраты мощности на привод в зависимости от частоты вращения вала насоса и давления в гидроаккумуляторе  $p_{\text{ак}}$ .

Результаты идентификации модели по экспериментальным данным, полученным при испыта-

ниях насоса на безмоторном стенде, представлены на рис. 7. Как видно из рисунка, относительная разница между расчетными и экспериментальными данными не превышает 3%, а, значит, модель можно считать адекватной.

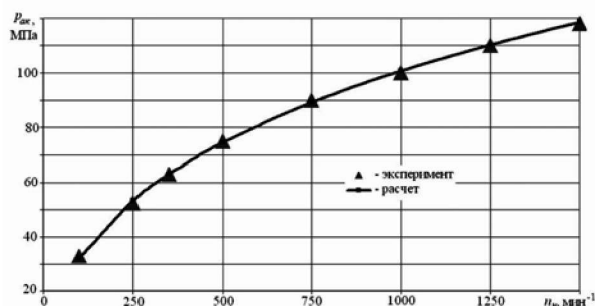


Рис. 7. Результаты идентификации математической модели ТНВД

В результате численного эксперимента определены расходные характеристики ТНВД при различных давлениях  $p_{ак}$  (рис. 6). Очевидно, что положение характеристик не является рациональным, так как для получения нужной подачи необходимо либо:

- увеличивать давление  $p_{ак}$  как при движении по скоростным, так и по нагрузочным характеристикам, либо
- сбрасывать избыточное топливо из гидроаккумулятора.

Важно отметить, что первый вариант невозможен с точки зрения управления топливоподачей в прямой зависимости от времени открытия иглы ЭГФ, а второй приводит к значительному увеличению мощности на привод насоса, и, как следствие, ухудшению эффективных показателей двигателя. Сказанное проиллюстрировано на рис. 8, где затраты мощности на избыточную подачу показаны заштрихованными областями. Видно, что величина этих потерь может составлять до 50% мощности, затраченной на привод ТНВД.

Проведенный анализ позволяет сделать вывод, что для уменьшения потерь мощности на привод ТНВД, а значит – повышения механического и эффективного КПД дизеля с аккумуляторной ТА, последняя должна содержать устройство, позволяющее изменять подачу независимо от частоты вращения вала насоса и давления  $p_{ак}$ .

В первых поколениях систем Common Rail фирмы BOSCH это действие осуществлялось путем отключения подачи одной из трех секций ТНВД [6] при частоте вращения коленчатого вала двигателя

более 3000  $\text{мин}^{-1}$ . В современных системах CR регулирование производительности обеспечивается дросселированием топлива на входе в секцию высокого давления [6]. В данной работе предложена гидравлическая схема, реализующая такой подход (рис. 9).

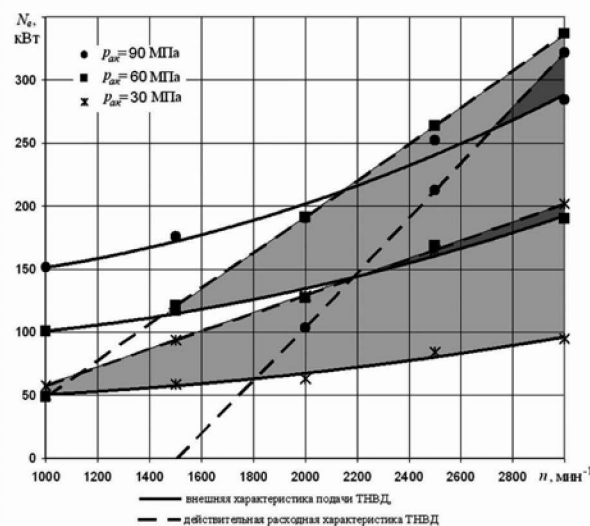


Рис. 8. Потери мощности на привод ТНВД

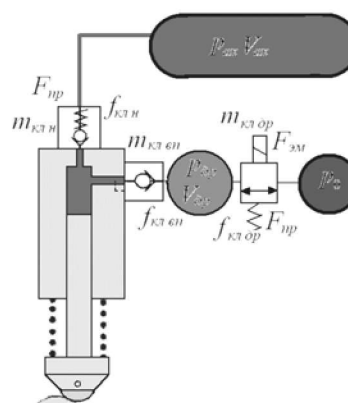


Рис. 9. Схема управления объемной подачей ТНВД

Отличия данной схемы от схемы, заложенной в ТНВД (рис. 1), заключается в следующем:

- на входе в насос расположено дросселирующее устройство в виде электромагнитного клапана с изменяющимся проходным сечением;
- после дросселирующего устройства устанавливается обратный авторегулируемый клапан.

Внедрение данных элементов позволит управлять процессом наполнения надплунжерной полости, а значит и производительностью насоса, снизив тем самым затраты мощности на его привод. При этом очевидно, что общая компоновка ТНВД не

требует радикального пересмотра, что также является положительным моментом применения схемы регулирования (рис. 9).

Для детального исследования возможности применения предложенной схемы разработанная математическая модель ТНВД дополнена уравнениями, отражающими работу обратного клапана и наличие дросселирующего отверстия:

– объемный баланс в полости за дросселирующим сечением:

$$\alpha V_{др} \Delta p_{др} + \mu f_{кл} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_{др} - p_n)} dt = \mu f_{др} \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_0 - p_{др})} dt ;$$

– баланс сил в нагнетательном клапане:

$$m_{кл} \frac{d^2 x_{кл}}{dt^2} + K_{пр} (x_{кл} + x_0) = (p_{др} - p_n) f'_{кл} .$$

В приведенных уравнениях:  $\alpha$  – коэффициент сжимаемости топлива,  $V_{др}$  – объем полостей насоса за дросселирующим отверстием,  $p_{др}$ ,  $p_n$ ,  $p_0$  – давление, соответственно за дросселирующим сечением, в надплунжерной полости, подачи топлива к насосу,  $\mu f_{кл}$ ,  $\mu f_{др}$ ,  $f'_{кл}$  – площадь, соответственно эффективного проходного сечения клапана, дросселирующего сечения, поперечного сечения клапана,  $x_{кл}$  – перемещение клапана,  $x_0$  – предварительная деформация пружины,  $K_{пр}$  – коэффициент жесткости пружины,  $m_{кл}$  – масса клапана,  $\rho$  – плотность топлива.

Результаты расчетных исследований, выполненных с помощью дополненной математической модели, приведены на рис. 10, 11.

Их анализ показывает следующее:

1. Уменьшение площади проходного сечения дросселирующего клапана приводит к уменьшению наполнения надплунжерной полости, и, как следствие, к уменьшению объемной подачи насоса. Причем, как показано на рис. 7, эта зависимость изменяется с частотой вращения вала ТНВД – чем меньше частота вращения – тем меньше область регулирования. Так, при  $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$  значительное изменение подачи осуществляется в диапазоне  $\mu f_{др} = 0,05 \dots 0,7 \text{ мм}^2$ , а при  $n = 1000 \text{ мин}^{-1}$  диапазон сужается до пределов  $\mu f_{др} = 0,05 \dots 0,2 \text{ мм}^2$ .

2. Дросселирование на впуске позволяет приблизить характеристику подачи насоса к требуемой, что, естественно, сводит к минимуму избыточную подачу, и снижает затраты мощности на

привод ТНВД (см. рис. 11).

При этом для изменения проходного сечения дросселирующего отверстия можно применить различные типы приводов, наиболее рациональным из которых, на наш взгляд, является электромагнитный с управлением по широтно-импульсной модуляции (ШИМ). Такой привод имеет минимальную инерционность при умеренном энергопотреблении [7] и относительно простой конструкции.

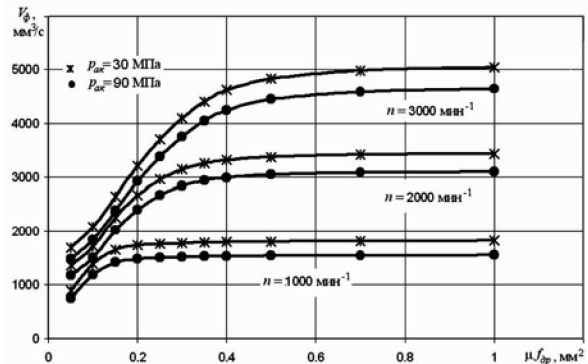


Рис. 10. Зависимость объемной подачи ТНВД от площади дросселирующего сечения

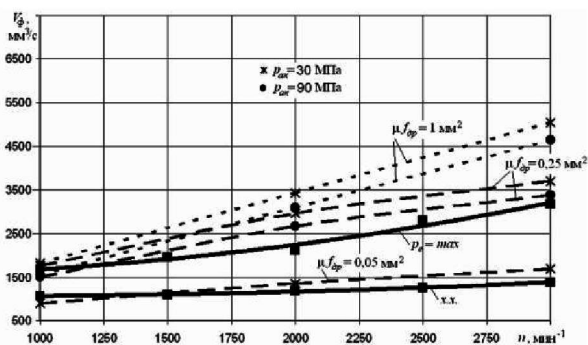


Рис. 11. Характеристики подачи ТНВД

В таком случае, перемещение клапана ( $x$ ) и, следовательно, площадь его проходного сечения будет зависеть от скважности электрического импульса, подаваемого на катушку электромагнита. Данный процесс описывается передаточной функцией вида:

$$x = \frac{F_{пр}}{m \frac{d^2 x}{dt^2} + C \frac{dx}{dt} + K} ,$$

где  $F_{пр}$  – приведенная (суммарная) сила, приложенная к системе (электромагнита, предварительной затяжки пружины, дифференциального давления топлива),  $m$ ,  $C$ ,  $K$  – физические параметры сис-

темы (масса, коэффициент диссипации, жесткость).

В заключение, следует заметить, что применение предложенной концепции к конструированию ТНВД требует введения канала автоматического регулирования ТА по режимам работы двигателя, а значит реализацию в электронной системе управления дизеля (ЭСУД) характеристических карт  $p_{ак} = f(n, B_{ц})$  с отрицательной обратной связью по  $p_{ак}$ .

Кроме того, введение предложенных изменений в конструкцию базового ТНВД (рис. 1) неизбежно потребует оптимизации его основных конструктивных параметров – диаметра, хода плунжера и др. по нескольким критериям качества, например: давления  $p_{ак}$ ; контактным напряжениям в приводе насоса; величине подачи; мощности, затрачиваемой на сжатие топлива.

#### Заключение

На основании проведенной работы можно сделать следующие выводы:

1. Проведенная модернизация ТНВД непосредственного действия дизеля серии ДТ и осуществленный алгоритм регулирования  $p_{ак}$  позволили провести безмоторные и моторные испытания первой отечественной аккумуляторной ТА с электронным управлением. Дальнейшие работы по внедрению на высокооборотном дизеле аккумуляторной ТА должны быть направлены на снижение затрат мощности на привод ТНВД при увеличенных до 160 МПа и выше  $p_{ак}$ . Данные требования без предложения принципиально новых подходов к разработке конструкции насоса и его управлению осуществить невозможно.

2. Для уменьшения потребляемой на привод ТНВД аккумуляторной ТА мощности в его конструкцию необходимо внести изменения в виде уста-

новки впускного автоматического клапана и управляемого дросселирующего клапана.

3. Управление проходным сечением дросселирующего отверстия рационально осуществлять электромагнитом, работающим по сигналу ШИМ.

4. Введение в конструкцию управляемого клапана требует создания в ЭСУД дополнительного канала управления с обратной связью.

#### Список литературы:

1. Даутов Т. М. Новое поколение плунжерных насосов высокого давления производства ОАО «Ижнефтемаш» / Т.М. Даутов, Р.Е. Газаров // [www.neftemash.ru/press/42/index.htm](http://www.neftemash.ru/press/42/index.htm).
2. Лисовал А.А. Математическая модель для экспериментальной аккумуляторной системы топливоподачи дизеля / А.А. Лисовал // Двигатели внутреннего сгорания. – 2005. – №1. – С. 59-63.
3. Быков В.И. Дизели СМД для автобусов / В.И. Быков, К.Е. Долганов, А.А. Лисовал // Двигатели внутреннего сгорания. – 2004. – №1. – С. 13-17.
4. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для вузов. / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков – М.: Легион-Автодата, 2004. – 344с.
5. Врублевский А.Н. Особенности математического моделирования гидромеханических процессов ЭГФ / А.Н. Врублевский, А.Л. Григорьев, А.В. Грицюк и др. // Двигатели внутреннего сгорания. – 2007. – №1. – С. 44 – 52.
6. Габитов И.И. Техническое обслуживание и диагностика топливной аппаратуры автотракторных дизелей / И.И. Габитов, Л.В. Грехов, А.В. Неговора: М.: Легион-Автодата, 2008. – 248 с.
7. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 480 с.
8. Результаты безмоторных испытаний дизельной электрогидравлической форсунки / А.В. Грицюк, Г.А. Щербаков, А.Н. Врублевский, А.В. Денисов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2008. – №2. – С. 91 – 97.
9. Грицюк А.В. Новые возможности разделенной топливной системы непосредственного действия для улучшения показателей малолитражного дизеля / А.В. Грицюк // Двигатели внутреннего сгорания. – 2009. – №2. – С. 32 – 35.

УДК 621.436

**А.Е. Свистула, д-р техн. наук, Г.Д. Матиевский, д-р техн. наук**

### ЭФФЕКТИВНОСТЬ ДВОЙНОЙ ПОДАЧИ ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЕ

#### Постановка задачи

При двойной подаче топлива в дизеле предусматривается разделение цикловой порции на две части по количеству и по времени подачи. Одна из них – основная, большого объема, подается в цилиндр в районе верхней мертвой точки (ВМТ) в такте сжатия. Вторая – предварительная, первичная

или запальная меньшего объема, предшествует основной и подается в систему впуска или в цилиндр на тактах впуска, сжатия или в конце выпуска (Вигом-процесс). В случае, когда разделение во времени запальной и основной доз не происходит и основная порция следует непосредственно за малой